

IN THE UNITED STATES PATENT & TRADEMARK OFFICE

Re: Application of: **JAECKEL et al.**
Serial No.: To Be Assigned
Filed: Herewith
For: **TORSIONAL VIBRATION DAMPER**

LETTER RE: PRIORITY

Commissioner for Patents
P.O. Box 1450
Alexandria, VA 22313-1450


February 11, 2004

Sir:

Applicant hereby claims priority of German Application Serial No. 103 06 163.0, filed February 14, 2003.

Respectfully submitted,

DAVIDSON, DAVIDSON & KAPPEL, LLC

By 
William C. Gehris
Reg. No. 38,156

Davidson, Davidson & Kappel, LLC
485 Seventh Avenue, 14th Floor
New York, New York 10018
(212) 736-1940

BUNDESREPUBLIK DEUTSCHLAND



Prioritätsbescheinigung über die Einreichung einer Patentanmeldung

Aktenzeichen: 103 06 163.0

Anmeldetag: 14. Februar 2003

Anmelder/Inhaber: LuK Lamellen und Kupplungsbau Beteiligungs KG,
Bühl, Baden/DE

Bezeichnung: Drehschwingungsdämpfer

IPC: F 16 F 15/134

Die angehefteten Stücke sind eine richtige und genaue Wiedergabe der ursprünglichen Unterlagen dieser Patentanmeldung.

München, den 11. November 2003
Deutsches Patent- und Markenamt
Der Präsident
Im Auftrag

Schmidt C.

LuK Lamellen und Kupplungsbau
Beteiligungs KG
Industriestrasse 3
77815 Bühl

0804 DE

Patentansprüche

- 5 1. Drehschwingungsdämpfer mit wenigstens zwei um eine Drehachse rotierbaren Teilen, die zueinander entgegen der Wirkung wenigstens eines Energiespeichers verdrehbar sind, wobei die zueinander verdrehbaren Teile Bereiche besitzen, mittels derer der in Umfangsrichtung des Drehschwingungsdämpfers wirkende Energiespeicher komprimierbar ist, wobei der Energiespeicher wenigstens eine Feder aufweist, dadurch gekennzeichnet, dass die Feder in einem Träger aufgenommen ist, der gegenüber beiden zueinander verdrehbaren Teilen eine Verdrehmöglichkeit besitzt, wobei die Endbereiche der Feder im Träger derart abgestützt sind und der Träger derart ausgebildet ist, dass die zwischen diesen Endbereichen vorhandenen Zwischenbereiche der Feder zumindest bis zu einer Grenzdrehzahl kontaktfrei gegenüber dieser Federzwischenbereiche radial außen übergreifenden Bereichen wenigstens eines Bauteiles bleiben.
- 10
- 15
- 20 2. Drehschwingungsdämpfer nach Anspruch 1, dadurch gekennzeichnet, dass im Träger wenigstens zwei in Reihe hintereinander angeordnete Kompressionsfedern aufgenommen sind, wobei die in Umfangsrichtung des Drehschwingungsdämpfers betrachteten Endbereiche des durch die in Reihe ge-

schalteten Federn gebildeten Kraftspeichers vom Trägerteil zumindest umfangsmäßig abgestützt sind, und die einander zugewandten Endbereiche benachbarter Federn über wenigstens ein Abstützelement derart abgestützt sind, dass die zwischen den Endbereichen der einzelnen Federn vorhandenen Federzwischenbereiche zumindest bis zu einer Grenzdrehzahl wenigstens im Wesentlichen reibungsfrei im Träger gehalten sind.

5

3. Drehschwingungsdämpfer nach einem der Ansprüche 1 oder 2, dadurch gekennzeichnet, dass die wenigstens eine im Träger aufgenommene Feder wirkungsmäßig in Reihe mit zumindest einer weiteren, außerhalb des Trägers angeordneten Feder geschaltet ist, welche mittels am Träger vorgesehenen Abstützbereichen komprimierbar ist.

10

4. Drehschwingungsdämpfer nach Anspruch 3, dadurch gekennzeichnet, dass die weitere Feder unmittelbar am Träger abstützbar ist.

15

5. Drehschwingungsdämpfer nach Anspruch 3 oder 4, dadurch gekennzeichnet, dass das dem Träger zugewandte Ende der weiteren Feder mit dem Träger verbunden ist.

20

6. Drehschwingungsdämpfer nach einem der Ansprüche 3 bis 5, dadurch gekennzeichnet, dass die weitere Feder eine längliche Gestalt aufweist und durch wenigstens eine Schraubenfeder gebildet ist.

7. Drehschwingungsdämpfer nach einem der Ansprüche 1 bis 6, dadurch gekennzeichnet, dass er Bestandteil eines Zweimassenschwungrades ist, wobei die eine der beiden Schwungmassen eine ringförmige Aufnahme für den Träger aufweist, der innerhalb dieser Aufnahme zumindest begrenzt verdrehbar ist.

5

8. Drehschwingungsdämpfer nach Anspruch 7, dadurch gekennzeichnet, dass die Aufnahme durch wenigstens einen ringartigen Wandungsbereich begrenzt ist, der den wenigstens einen Träger radial außen in Achsrichtung übergreift.

10

9. Drehschwingungsdämpfer nach Anspruch 8, dadurch gekennzeichnet, dass sich der Träger zumindest unter Fliehkräfteinwirkung am ringartigen Wandungsbereich radial abstützt und entlang dieses Wandungsbereiches bewegbar ist.

15

10. Drehschwingungsdämpfer nach einem der Ansprüche 3 bis 9, dadurch gekennzeichnet, dass die weitere Feder radial nach außen hin über wenigstens ein Abstützelement abstützbar ist, das zwischen der weiteren Feder und dem diese axial übergreifenden, ringartigen Wandungsbereich angeordnet ist und beim Komprimieren der weiteren Feder entlang dieses Wandungsbereiches bewegbar ist.

20

11. Drehschwingungsdämpfer nach Anspruch 10, dadurch gekennzeichnet, dass über die Länge des weiteren Energiespeichers mehrere in Umfangsrichtung voneinander beabstandete Abstützelemente vorgesehen sind.

5 12. Drehschwingungsdämpfer nach einem der Ansprüche 7 bis 11, dadurch gekennzeichnet, dass in der ringförmigen Aufnahme Abstützbereiche vorhanden sind, an denen sich der Träger zumindest in einer Relativverdrehrichtung zwischen den beiden Schwungmassenteilen abstützen kann.

10 13. Drehschwingungsdämpfer nach Anspruch 7 bis 12, dadurch gekennzeichnet, dass die zweite Schwungmasse Beaufschlagungsbereiche besitzt, die in die ringförmige Aufnahme hineinragen und mittels derer die wenigstens eine im Träger aufgenommene Feder beaufschlagbar ist.

15 14. Drehschwingungsdämpfer nach einem der Ansprüche 1 bis 13, dadurch gekennzeichnet, dass der Träger sich in Umfangsrichtung erstreckende Freibereiche besitzt, in welche bei einer Rotation der beiden Teile Beaufschlagungsbereiche für die im Träger aufgenommene, wenigstens eine Feder eintauchen können.

20

15. Drehschwingungsdämpfer nach wenigstens einem der vorhergehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, dass wenigstens zwei Träger durch wenigstens ein ringartiges Bauteil miteinander verbunden und fliehkraftmäßig abgestützt sind.

16. Drehschwingungsdämpfer nach Anspruch 15, dadurch gekennzeichnet, dass wenigstens zwei diametral gegenüberliegende Träger vorgesehen sind.

LuK Lamellen und Kupplungsbau
Beteiligungs KG
Industriestrasse 3
77815 Bühl

0804 DE

Drehschwingungsdämpfer

5 Die Erfindung betrifft einen Drehschwingungsdämpfer, insbesondere für Kraftfahrzeuge, mit wenigstens zwei um eine Drehachse rotierbaren Teilen, die zueinander entgegen der Wirkung wenigstens eines Energiespeichers verdrehbar sind, wobei die zueinander verdrehbaren Teile Bereiche besitzen, mittels derer der in Umfangsrichtung des Drehschwingungsdämpfers wirkende Energiespeicher komprimierbar ist, wobei dieser Energiespeicher durch wenigstens eine Feder, wie zum
10 Beispiel Schraubendruckfeder, gebildet ist.

Derartige Drehschwingungsdämpfer in Form von sogenannten Zweimassenschwungrädern sind beispielsweise durch die DE 4117582A1, DE 4214655A1,
15 DE 4414584A1, DE 4420927A1 und die DE 19522718A1 bekannt geworden.

Der vorliegenden Erfindung lag die Aufgabe zugrunde, Drehschwingungsdämpfer der vorerwähnten Art bezüglich deren Dämpfungseigenschaften zu optimieren. Durch die erfindungsgemäßen Ausgestaltungsmerkmale eines Drehschwingungsdämpfers soll auch gewährleistet werden, dass dieser in besonders einfacher Weise herstellbar und montierbar ist. Insbesondere soll gewährleistet wer-
20

den, dass auch bei höheren Drehzahlen des Drehschwingungsdämpfers dessen Energiespeicher, welche insbesondere durch Schraubendruckfedern gebildet sein können, die ihnen zugeordnete Funktion optimal erfüllen können.

- 5 Gemäß der Erfindung wird dies bei einem Drehschwingungsdämpfer der eingangs beschriebenen Art dadurch erzielt, dass die wenigstens eine Feder in einem Trägerteil aufgenommen ist, das gegenüber beiden zueinander verdrehbaren Teilen eine zumindest begrenzte Verdrehmöglichkeit besitzt, wobei die Endbereiche der Feder im Träger derart abgestützt sind und der Träger derart ausgebildet
- 10 ist, dass die zwischen diesen Endbereichen vorhandenen Zwischenbereiche der Feder - zumindest bis zu einer Grenzdrehzahl - kontaktfrei gegenüber diesen Federzwischenbereichen radial außen übergreifenden Bereichen wenigstens eines Bauteiles bleiben. Durch eine derartige Ausgestaltung wird gewährleistet, dass die in dem Träger aufgenommene Feder, die vorzugsweise durch eine Schraubendruckfeder gebildet sein kann, praktisch reibungsfrei arbeiten bzw. komprimiert
- 15 werden kann. Durch eine derartige Ausgestaltung kann gewährleistet werden, dass die Federrate bzw. Elastizität und/oder der Federweg dieser Feder praktisch nicht durch die auf diese einwirkende Fliehkraft beeinflusst wird. Durch eine derartige Ausgestaltung des Drehschwingungsdämpfers bzw. Torsionsschwingungsdämpfers kann gewährleistet werden, dass zumindest bis zu einer bestimmten
- 20 Grenzdrehzahl über einen bestimmten Verdrehwinkel zwischen Dämpfereingangsteil und Dämpferausgangsteil eine ausreichend geringe Verdrehelastizität bzw. ein ausreichend kleiner Verdrehwiderstand vorhanden ist, die bzw. der das Auftreten von Resonanzerscheinungen und/oder von störenden Geräuschen ver-

hindert oder zumindest auf ein vertretbares Maß reduziert. Dadurch kann der Fahrkomfort eines Kraftfahrzeuges wesentlich verbessert werden.

In besonders vorteilhafter Weise kann der die wenigstens eine Feder aufnehmen-
5 de Träger innerhalb des Drehschwingungsdämpfers derart angeordnet sein, dass diese Feder lediglich im Schubbetrieb wirksam ist. Die in einem Trägerteil aufgenommene, wenigstens eine Feder muss also nicht auf den Leerlaufbereich der mit einem erfindungsgemäß ausgestalteten Drehschwingungsdämpfer zusammenwirkenden Brennkraftmaschine ausgelegt sein, sondern ist insbesondere für den
10 Lastbereich des Drehschwingungsdämpfers ausgelegt.

Durch die erfindungsgemäße Anordnung wenigstens einer Feder innerhalb eines Trägers, der gegenüber Eingangsteil und Ausgangsteil des Drehschwingungsdämpfers verdrehbar bzw. bewegbar ist, kann für viele Anwendungsfälle die
15 Schwingungsisolierung zwischen Brennkraftmaschine und Antriebsstrang bzw. Getriebe wesentlich verbessert werden. Probleme bezüglich der Schwingungsisolierung sind oft darauf zurückzuführen, dass die Dämpfungswirkung des zwischen Dämpfereingangsteil und Dämpferausgangsteil vorgesehenen, drehelastischen Dämpfers dynamisch beeinflusst wird, und zwar, weil infolge der auf die
20 Energiespeicher des Dämpfers einwirkenden Fliehkräfte eine zur Federwirkung der Energiespeicher parallel geschaltete, mit zunehmender Drehzahl sich erhöhende Reibung erzeugt wird. Eine derartige Reibung tritt insbesondere dann auf, wenn die zwischen Dämpfereingangsteil und Dämpferausgangsteil vorgesehenen Energiespeicher Kraftspeicher umfassen, die durch Schraubendruckfedern mit ei-

nem großen Längen/Windungsdurchmesser-Verhältnis gebildet sind. Mit zunehmender Drehzahl kann nämlich bei derartigen Kraftspeichern die vorerwähnte Reibungsdämpfung derart hoch werden, dass die Federn der Kraftspeicher sich zumindest nicht mehr voll entspannen können. Das bedeutet also, dass derartige

- 5 Kraftspeicher bei rotierendem Drehschwingungsdämpfer nicht ihre voll entspannte Länge einnehmen können, sondern zumindest teilweise verspannt bleiben. Diese durch die Fliehkraft bzw. die Kraftspeicher verursachte Erhöhung der Verdrehsteifigkeit zwischen Eingangsteil und Ausgangsteil des Drehschwingungsdämpfers kann dazu führen, dass bei manchen Fahrbedingungen der Isolationsgrad des
- 10 Drehschwingungsdämpfers bzw. Torsionsschwingungsdämpfers nicht mehr ausreicht, so dass Resonanzüberhöhungen auftreten können. Diese können bei verschiedenen Drehzahlen bzw. in verschiedenen Drehzahlbereichen vorhanden sein, wobei in den meisten Fällen derartige Resonanzerscheinungen innerhalb eines Drehzahlbereiches von 1200 bis 3000 U/min auftreten. Durch die erfindungs-
- 15 gemäße Auslegung eines Drehschwingungsdämpfers wird weiterhin die Verwendung von langen Kraftspeichern zur Bildung von Energiespeichern ermöglicht, indem einem langen, einen großen Federweg aufweisenden Kraftspeicher an wenigstens einem seiner Enden zumindest eine erfindungsgemäß in einem Träger aufgenommene Feder zugeordnet wird. Der dadurch gebildete Energiespeicher
- 20 besteht also zumindest aus einer in einem Träger aufgenommenen Feder und einem Kraftspeicher mit großem Federweg. Ein derartiger Kraftspeicher mit großem Federweg kann durch eine einzige, längliche Schraubenfeder oder aber auch durch mehrere, hintereinander angeordnete, kürzere Schraubenfedern gebildet sein. Die kürzeren Schraubenfedern können sich dabei unmittelbar oder aber un-

ter Zwischenlegung von Abstützschuhen untereinander abstützen. Bezüglich weiterer möglicher Anwendungsfälle, auch ohne länglichen, einen großen Federweg aufweisenden Kraftspeicher, wird auf die Figurenbeschreibung verwiesen.

- 5 Der vorbeschriebene, wenigstens eine Feder aufnehmende Träger kann in Bezug auf diese Feder auch als Aufnahmebauteil oder als Schlitten bezeichnet werden.

- Ein erfindungsgemäßes Trägerteil kann auch derart ausgestaltet sein, dass dieses wenigstens zwei in Reihe hintereinander angeordnete Kompressionsfedern aufnimmt, wobei die in Umfangsrichtung des Drehschwingungsdämpfers betrachteten Endbereiche des durch die in Reihe geschalteten Federn gebildeten Kraftspeichers vom Trägerteil zumindest umfangsmäßig abgestützt sind und die einander zugewandten Endbereiche benachbarter Federn über wenigstens ein Abstützelement derart abgestützt sind, dass die zwischen den Endbereichen der einzelnen Federn vorhandenen Federzwischenbereiche zumindest bis zu einer Grenzdrehzahl wenigstens im Wesentlichen reibungsfrei im Träger gehalten sind. Durch eine derartige Ausgestaltung kann der Federweg des in einem Trägerteil aufgenommenen Kraftspeichers vergrößert werden.

- 20 Besonders zweckmäßig kann es sein, wenn wenigstens eine in einem Träger aufgenommene Feder wirkungsmäßig in Reihe mit zumindest einer weiteren, außerhalb des Trägers angeordneten Feder geschaltet ist, welche mittels am Träger vorgesehenen Abstützbereichen beaufschlagbar bzw. komprimierbar ist. Diese weitere Feder kann sich dabei unmittelbar am Träger abstützen. Zweckmäßig

kann es sein, wenn das dem Träger zugewandte Ende der weiteren Feder mit dem Trägerteil verbunden ist, so dass kein Verdrehspiel zwischen dem Träger und der weiteren Feder auftreten kann. Die weitere Feder kann dabei durch wenigstens eine längliche Schraubendruckfeder gebildet sein.

5

Wie bereits in Verbindung mit dem eingangs angeführten Stand der Technik erläutert, kann der entsprechend der Erfindung ausgestaltete Drehschwingungsdämpfer Bestandteil eines Zweimassenschwungrades sein bzw. ein derartiges Zweimassenschwungrad bilden, wobei die eine der beiden Schwungmassen eine ringförmige Aufnahme für den Träger aufweisen kann, welcher innerhalb dieser Aufnahme zumindest begrenzt verdrehbar ist. Die ringförmige Aufnahme kann dabei in vorteilhafter Weise durch wenigstens einen ringartigen Wandungsbereich begrenzt sein, der den wenigstens einen Träger radial außen sowohl in axialer als auch in Umfangsrichtung übergreift. Bei einer derartigen Ausgestaltung kann es zweckmäßig sein, wenn der Aufbau des Drehschwingungsdämpfers derart erfolgt, dass sich der Träger zumindest unter Fliehkrafteinwirkung am ringartigen Wandungsbereich radial abstützen kann und entlang desselben bewegbar ist. Bei einer derartigen Ausgestaltung kann der Träger entlang des Wandungsbereiches schlittenartig gleiten. Um die dabei vorhandene Reibung zu reduzieren, kann zumindest die mit dem Träger zusammenwirkende Begrenzungsfläche des Wandungsbereiches und/oder der Träger aus einem Material mit geringem Reibwert bestehen oder mit einem einen geringen Reibwert aufweisenden Material beschichtet sein. In vorteilhafter Weise ist die Reibung dadurch reduziert, dass in der

10

15

20

ringförmigen Aufnahme ein Schmiermittel, wie zum Beispiel Fett, vorgesehen wird.

Für den Aufbau und die Funktion des Drehschwingungsdämpfers kann es weiter-
5 hin vorteilhaft sein, wenn die wenigstens eine weitere Feder, die mit wenigstens
einem Träger in Reihe geschaltet ist, radial nach außen hin über zumindest ein
Abstützelement abstützbar ist, das zwischen dieser weiteren Feder und dem die-
se axial übergreifenden, ringartigen Wandungsbereich angeordnet ist und beim
Komprimieren der weiteren Feder entlang dieses Wandungsbereiches bewegt
10 wird. Bezüglich der Anordnung und der Ausgestaltung derartiger Abstützelemente
wird beispielsweise auf die DE 102 09 838 A1 sowie den darin angeführten Stand
der Technik verwiesen, so dass eine nähere Beschreibung derartiger Abstützele-
mente in der vorliegenden Erfindung nicht erforderlich ist.

15 In ähnlicher Weise, wie dies bei dem vorerwähnten Stand der Technik der Fall ist,
sind auch bei einem erfindungsgemäß aufgebauten Drehschwingungsdämpfer in
der ringförmigen Aufnahme Abstützbereiche vorhanden, an denen sich der Träger
zumindest in einer Relativverdrehrichtung zwischen den beiden Schwungmassen
abstützen kann. Die zweite Schwungmasse besitzt ebenfalls Beaufschlagungsbe-
20 reiche, die in die ringförmige Aufnahme hineinragen und mittels derer die wenigst-
ens eine im Träger aufgenommene Feder beaufschlagbar ist. Die Beaufschla-
gungsbereiche der zweiten Schwungmasse können dabei durch einen Flansch
gebildet sein, der mit entsprechenden radialen Auslegern in die ringförmige Auf-
nahme hineinragt.

Für den Aufbau und die Funktion eines erfindungsgemäß innerhalb des Drehschwingungsdämpfers aufgenommenen Trägers kann es zweckmäßig sein, wenn dieser Träger sich in Umfangsrichtung erstreckende Freibereiche bzw. Freiräume besitzt, in welche bei einer Rotation der beiden Teile, wie zum Beispiel Schwungmassen, Beaufschlagungsbereiche für die im Träger aufgenommene, wenigstens eine Feder eintauchen können.

Für den Aufbau und die Funktion des Drehschwingungsdämpfers kann es weiterhin von Vorteil sein, wenn mehrere Träger vorhanden sind, die, über den Umfang des Drehschwingungsdämpfers betrachtet, gleichmäßig verteilt sind. Dadurch können Unwuchtprobleme vermieden werden. Es kann auch zweckmäßig sein, wenn wenigstens zwei Träger durch wenigstens ein ringartiges Bauteil miteinander verbunden und fliehkraftmäßig abgestützt sind. Bei einer derartigen Ausgestaltung kann zumindest bis zu einer verhältnismäßig hohen Drehzahl der antreibenden Brennkraftmaschine verhindert werden, dass die Träger unter Fliehkrafteinwirkung an einer diese axial übergreifenden Wandung zur Anlage kommen. Dadurch kann eine zu große Reibungsdämpfung vermieden werden.

Weitere Vorteile, konstruktive Merkmale und funktionelle Eigenschaften von gemäß der Erfindung ausgebildeten Drehschwingungsdämpfern ergeben sich aus der nachfolgenden Beschreibung, in der unter Bezugnahme auf Zeichnungen verschiedene Ausführungsbeispiele beschrieben sind.

Dabei zeigen:

Figur 1 einen Schnitt durch eine Dämpfungseinrichtung, bei der die erfindungsgemäßen Lösungen eingesetzt werden können,

5 Figur 2 eine Anordnung verschiedener Kraftspeicher bzw. Federn, die bei einer Dämpfungseinrichtung gemäß Figur 1 Verwendung finden kann,



10 Figur 2a eine Ausgestaltungs- und Anordnungsmöglichkeit von Gleitschuhen zur Abstützung eines länglichen Kraftspeichers bzw. einer Schraubenfeder,

15 Fig. 3 bis 6 verschiedene Einzelheiten eines einen Kraftspeicher aufnehmenden Trägers, der bei einer Ausgestaltung gemäß den Figuren 1 und 2 Verwendung finden kann.



Figur 7 und 8 weitere Ausgestaltungsmöglichkeiten, bei denen erfindungsgemäße Lösungen verwendet werden,

20 Fig. 9 und 10 Ausführungsvarianten von Trägerteilen zur Aufnahme von Federn,

Fig. 11 bis 16 weitere Ausgestaltungsmöglichkeiten bzw. Einzelheiten von Dämpfungseinrichtungen.

Der in den Figuren 1 und 2 im Schnitt dargestellte Drehschwingungsdämpfer bildet ein geteiltes Schwungrad 1, das eine an einer nicht gezeigten Abtriebswelle einer Brennkraftmaschine befestigbare erste oder Primärschwungmasse 2, sowie
5 eine zweite oder Sekundärschwungmasse 3 aufweist. Auf der zweiten Schwungmasse 3 kann eine Reibungskupplung unter Zwischenlegung einer Kupplungsscheibe befestigbar sein, über die eine ebenfalls nicht dargestellte Eingangswelle eines Getriebes zu- und abkuppelbar ist. Die Schwungmassen 2 und 3 sind über eine Lagerung 4 zueinander verdrehbar gelagert, die bei dem dargestellten Ausführungsbeispiel radial innerhalb von Bohrungen 5 zur Durchführung von Befestigungsschrauben für die Montage der ersten Schwungmasse 2 an der Abtriebswelle einer Brennkraftmaschine angeordnet ist. Zwischen den beiden Schwungmassen 2 und 3 ist eine Dämpfungseinrichtung 6 wirksam. Die in Figur 2 dargestellte Dämpfungseinrichtung 6 besitzt zwei Energiespeicher 7, 8, die jeweils
10 durch zwei in Reihe geschaltete Kraftspeicher 9, 10 gebildet sind.

Bei dem dargestellten Ausführungsbeispiel besteht der Kraftspeicher 9 aus einer Mehrzahl von Schraubendruckfedern 11, 12, 13. Je nach Anwendungsfall kann jedoch auch lediglich die Feder mit größerem Windungsdurchmesser 11, oder es
20 können auch nur zwei Federn 11, 12 oder 11, 13, zweckmäßig sein. Auch können in ihrer Gesamtausgestaltung längliche Kraftspeicher 9 Verwendung finden, die aus einer Mehrzahl von hintereinander angeordneten, kürzeren Schraubendruckfedern bestehen. Diese Schraubendruckfedern können entweder unmittelbar aneinander abgestützt sein oder aber sich über zwischengelegte, vorzugsweise keilförmige Zwi-

schenstücke, aneinander abstützen. Derartige Kraftspeicher sind beispielsweise durch die DE 197 49 678 A1 und die DE 198 10 550 C2 bekannt geworden. Die die Kraftspeicher bildenden, hintereinander angeordneten, einzelnen Federn können dabei auch aus einer Mehrzahl von Schraubenfedern bestehen, die ineinandergeschachtelt sind.

Wie bereits erwähnt, bestehen die in Figur 2 dargestellten Kraftspeicher 9 jeweils aus drei Schraubendruckfedern 11, 12, 13, wobei die Schraubendruckfedern 12, 13, zumindest teilweise, in dem durch die Windungen der äußeren Schraubendruckfeder 11 gebildeten, länglichen Raum aufgenommen sind. Die Schraubendruckfedern 12, 13 sind mit der Schraubendruckfeder 11, über ihre Längserstreckung betrachtet, ineinandergeschachtelt. Durch eine derartige Ausgestaltung der Kraftspeicher 9 kann eine wenigstens zweistufige Federkennlinie erzielt werden. Bei Verwendung von wenigstens zwei inneren Schraubendruckfedern 12, 13, mit unterschiedlichen Federsteifigkeiten, kann auch eine zumindest dreistufige Federkennlinie erzielt werden. Wie aus Figur 2 weiterhin ersichtlich ist, ist zwischen den einander zugewandten Endbereichen der inneren Schraubendruckfedern 12, 13, zumindest im entspannten Zustand, der Kraftspeicher 9 ein umfangmäßiger Abstand vorhanden. Falls erforderlich, kann dieser Abstand durch eine weitere Innenfeder zumindest teilweise ausgefüllt werden.

Bei Verwendung von inneren Schraubendruckfedern 12, 13, mit unterschiedlichen Federsteifigkeiten, ist es zweckmäßig, wenn die Feder mit geringerer Steifigkeit an dem Ende bzw. an dem Endbereich der Kraftspeicher 9 vorgesehen wird, wel-

ches bzw. welcher bei Zugbetrieb des mit einem entsprechenden Drehschwingungsdämpfer ausgestatteten Kraftfahrzeuges beansprucht wird. Die weichere, innere Schraubendruckfeder soll also in dem Endbereich eines Kraftspeichers 9 vorgesehen werden, über den das bei Zugbetrieb vom Antriebsmotor erzeugte Drehmoment in den entsprechenden Kraftspeicher 9 eingeleitet wird. Bei Schubbetrieb wird das Drehmoment über das andere Ende des entsprechenden Kraftspeichers 9 in diesen eingeleitet. Schubbetrieb eines Kraftfahrzeuges ist dann vorhanden, wenn das Fahrzeug über die Bremswirkung des Motors verzögert wird, also ein Drehmomentfluss von den Antriebsrädern zum Motor vorhanden ist.

10

Die beiden Schwungmassen 2 und 3 besitzen Beaufschlagungsbereiche 14, 15 bzw. 16 für die Energiespeicher 7, 8. Diese Beaufschlagungsbereiche 14, 15, 16 können auch als Abstützbereiche bezeichnet werden. Bei dem dargestellten Ausführungsbeispiel sind die Beaufschlagungsbereiche 14, 15 durch in die die erste

15

Schwungmasse 2 bildenden Blechteile 17, 18 eingebrachte Anprägungen gebildet. Die axial zwischen den Beaufschlagungsbereichen 14, 15 vorgesehenen Beaufschlagungsbereiche 16 sind durch zumindest ein mit der Sekundärschwungmasse 3, beispielsweise über Niete 19, verbundenes, flanschartiges Beaufschlagungsteil 20 gebildet. Dieses Bauteil 20 dient als Drehmomentübertragungselement

20

zwischen den Energiespeichern 7, 8 und der Schwungmasse 3. Die Beaufschlagungsbereiche 16 sind durch am Außenumfang des flanschartigen Beaufschlagungsteils 20 vorgesehene radiale Arme bzw. Ausleger 16 gebildet. Das bei dem dargestellten Ausführungsbeispiel als Blechbauteil ausgestaltete Bauteil 17 dient zur Befestigung der ersten Schwungmasse 2 bzw. des gesamten geteilten

Schwungrades 1 an der Abtriebswelle einer Brennkraftmaschine. Das Bauteil 17 kann jedoch auch als Gussbauteil hergestellt sein. Radial außen ist das Bauteil 17 mit dem ebenfalls eine radiale Wandung bildenden Bauteil 18 verbunden. Die beiden Bauteile 17 und 18 bilden einen ringartigen Raum 21, der hier einen radial
5 äußeren, torusartigen Bereich 22 bildet. Der Bereich 22 kann dabei einen im Wesentlichen ringförmigen, ovalen oder rechteckigen Querschnitt besitzen. Der ringförmige Raum 21, bzw. der torusartige Bereich 22, kann zumindest teilweise mit einem viskosen Medium, wie beispielsweise Fett, gefüllt sein. In Umfangsrichtung betrachtet, zwischen den Anformungen bzw. den Beaufschlagungsbereichen 14,
10 15, bilden die Bauteile 17, 18 Aufnahmen, die hier als Ausbuchtungen 23, 24 ausgebildet sind. In diesen Aufnahmen sind die Energiespeicher 7, 8 aufgenommen.

Der mit jeweils einem Kraftspeicher 9 in Reihe geschaltete Kraftspeicher 10 ist bei dem dargestellten Ausführungsbeispiel durch eine zylindrische Schraubendruck-
15 feder gebildet. Ein derartiger Kraftspeicher 10 kann jedoch auch durch eine Mehrzahl von Schraubendruckfedern gebildet sein, die, ähnlich wie dies in Zusammenhang mit den Kraftspeichern 9 beschrieben wurde, ineinandergeschaltet sind. Die hier den Kraftspeicher 10 bildende Schraubendruckfeder 10a ist in einem Träger 25, den man auch als Schlitten oder Kassette bezeichnen kann, aufgenommen.
20 Der Kraftspeicher 10 bzw. die Schraubendruckfeder 10a ist in dem Träger 25 über ihre Endbereiche bzw. ihre Endwindungen 26, 27 derart abgestützt, dass die zwischen diesen Endwindungen 26, 27 vorhandenen Windungen 28 kontaktfrei gegenüber den diese radial außen übergreifenden Bereichen der angrenzenden Bauteile sind. Aus Figur 2 ist zu entnehmen, dass die Zwischenwindungen 28 ge-

genüber den diese radial außen übergreifenden Bereichen 29 eines Trägers 25 ein Spiel bzw. einen Freiraum 30 aufweisen. Die Biegesteifigkeit des Kraftspeichers 10 bzw. der Schraubendruckfeder 10a ist dabei derart bemessen, dass über einen verhältnismäßig hohen Drehzahlbereich des den Drehschwingungsdämpfer 1 antreibenden Motors kein Kontakt zwischen den Windungen 28 und den Trägerbereichen 29 auftreten kann. Zweckmäßig ist es dabei, wenn zumindest bis zu einer Drehzahl von 3000 U/min ein derartiger Kontakt nicht stattfinden kann. Je höher diese Drehzahl liegt, um so besser ist dies für die Filterfunktion des Drehschwingungsdämpfers.

10

Der nähere Aufbau eines Trägers 25 wird noch in Zusammenhang mit den Figuren 3 bis 6 beschrieben.

15

Bei dem Ausführungsbeispiel gemäß den Figuren 1 und 2 sind die Träger 25 winkelmäßig verdrehbar bzw. verschiebbar sowohl gegenüber der Primärmasse 2 als auch gegenüber dem flanschartigen Bauteil 20. Die Trägerteile 25 stützen sich unter Fliehkrafteinwirkung an den diese axial übergreifenden Bereichen 17a des Bauteiles 17 und/oder 18 ab. Diese Abstützung kann dabei, wie dargestellt, unter Zwischenlegung eines Verschleißschutzes 31 erfolgen, der hier durch wenigstens eine gehärtete Blechzwischenlage bzw. Blecheinlage gebildet ist. Die Träger 25 können entlang dieses Verschleißschutzes 31 bewegt werden, wobei sie infolge der Fliehkrafteinwirkung einen von der Drehzahl abhängigen Verschiebewiderstand besitzen bzw. aufbauen. Die Trägerteile 25 begrenzen einen in Zusammenhang mit der Figur 3 noch näher beschriebenen Freiraum, der im Bereich 32 eines

20

Trägers 25 ein Eingreifen bzw. ein Eintauchen der Ausleger 16 in den Träger 25 ermöglichen, wodurch die Komprimierung bzw. Beaufschlagung des Kraftspeichers 10 erfolgen kann. Die Träger 25 stützen sich in Umfangsrichtung an den Kraftspeichern 9 ab.

5

Zumindest bei rotierender Einrichtung 1 stützen sich auch die in Umfangsrichtung länglich ausgebildeten Kraftspeicher 9 an den radial äußeren Bereichen 17a ab.

Die Abstützung erfolgt dabei, wie aus Figur 2 erkennbar ist, unter Zwischenlegung von Abstützelementen 33, die als Roll- oder Gleitschuhe ausgebildet sein können.

10 Bezüglich der möglichen Ausgestaltung derartiger Gleitschuhe bzw. Rollschuhe 33 und deren Funktion wird auf die DE 102 41 879 verwiesen. Für manche Anwendungsfälle kann auch eine unmittelbare Abstützung des Kraftspeichers 9 bzw. der Schraubendruckfeder 11 an den Bereichen 17a bzw. an dem Verschleißschutz 31 vorteilhaft sein.

15

Durch die erfindungsgemäße Aufnahme eines Kraftspeichers 10 in einem Träger 25, der eine freie Verdrehmöglichkeit gegenüber beiden, die Beaufschlagungsbereiche 14, 15 und 16 tragenden Teile 2, 3 besitzt, kann gewährleistet werden, dass auch bei höheren Drehzahlen des Antriebsmotors zumindest die Windungen der einen Kraftspeicher 10 bildenden Schraubendruckfeder 10a frei arbeiten können. Dadurch wird gewährleistet, dass auch bei höheren Drehzahlen des Dreh-
20 schwingungsdämpfers 1 eine freie Komprimierung und Entspannung des Kraftspeichers 10 ermöglicht wird. Je nach Anwendungsfall kann es zweckmäßig sein, wenn ein derartiger Träger 25 derart angeordnet wird, dass dieser eine Verbesse-

rung der Zugisolation durch Minimierung der bei einer Relativverdrehung der bei-
 den Schwungmassen 3, 4 auftretenden Reibung gewährleistet. Für manche An-
 wendungsfälle kann jedoch ein Träger 25 auch derart innerhalb des Drehschwin-
 gungsdämpfers angeordnet werden, dass dieser eine bessere Schubisolation si-
 5 cherstellt. Auch kann es Anwendungsfälle geben, bei denen sowohl für die Schub-
 isolation als auch für die Zugisolation jeweils zumindest ein Träger 25 mit einem
 entsprechend aufgenommenen und ausgebildeten Kraftspeicher 10 zweckmäßig
 sind. Letztere Ausgestaltung ist in Figur 7 dargestellt und wird noch in Zusam-
 menhang mit dieser kurz erläutert.

10

Die durch die Kraftspeicher 9 gebildeten Energiespeicher stützen sich unter Flieh-
 krafteinwirkung an der diese axial übergreifenden Wandung 17a ab. Dadurch wird
 der Reibeingriff zwischen den einzelnen Gleitschuhen 33 und der durch die Innen-
 fläche des Verschleißschutzbandes 31 gebildeten Abstützfläche 31a mit zuneh-
 15 mender Drehzahl größer. Dieser Reibeingriff ist bei Ausführungsformen, bei de-
 nen sich die Windungen der Schraubendruckfeder 11 unmittelbar an der Fläche
 31a abstützen, noch größer. Der vorerwähnte Reibeingriff führt dazu, dass bei
 Überschreitung einer bestimmten Drehzahl die Federrate bzw. Rückstellkraft des
 Kraftspeichers 9 nicht mehr ausreicht, um diesen Reibeingriff zu überwinden. In-
 20 folge dessen wird die effektive Länge eines Kraftspeichers 9 mit zunehmender
 Drehzahl und nach einer entsprechenden Beaufschlagung dieses Kraftspeichers
 9 immer kürzer. Der Kraftspeicher 9 bzw. die diesen bildenden Schraubendruck-
 federn bleiben also aufgrund des erwähnten Reibungseingriffes verspannt und
 werden bezüglich ihrer Dämpfungswirkung bzw. Federsteifigkeit härter, da der

durch den Kraftspeicher 9 erzeugte, resultierende Verdrehwiderstand durch den von diesem selbst erzeugten Reibungseingriff erheblich beeinflusst wird. Dieser Anstieg des Verdrehwiderstandes zwischen den beiden Schwungradelementen 3 und 4 bewirkt, dass zumindest bei manchen Drehzahlen bzw. in manchen Dreh-

5 zahlbereichen der Brennkraftmaschine, insbesondere beim Übergang von Schubbetrieb auf Zugbetrieb und/oder beim Übergang von Zugbetrieb auf Schubbetrieb, störende Geräusche erzeugt werden. Durch die erfindungsgemäße, praktisch reibungsfreie Aufnahme des Kraftspeichers 10 in einem Träger 25 kann gewährleistet werden, dass zumindest bis zu einer verhältnismäßig hohen Drehzahl der

10 Brennkraftmaschine, zum Beispiel 3000 U/min, stets eine ausreichend kleine Verdrehsteifigkeit bzw. Verdrehelastizität zwischen den beiden Schwungradelementen 3 und 4 vorhanden ist, so dass die erwähnten Geräusche zumindest auf ein akzeptables Maß verringert werden können. Derartige Geräusche können auch auf Resonanzerscheinungen zurückzuführen sein. Weiterhin können Geräusche

15 dadurch erzeugt werden, dass bei einem plötzlichen Übergang von Schubbetrieb auf Zugbetrieb und umgekehrt die Beaufschlagungsbereiche 16 auf die Endbereiche der Energiespeicher 7 und 8 schlagartig auftreffen. Da jedoch durch die Verwendung eines Schlittens 25 mit wenigstens einer darin praktisch reibungsfrei aufgenommenen Schraubenfeder eine Elastizität bzw. eine federnde Nachgiebig-

20 keit stets gewährt ist, kann ein harter Aufschlag vermieden werden, da die Energie über einen bestimmten Kompressionsweg der Schraubendruckfeder 10a abgefangen werden kann.

Wie aus den Figuren 3 bis 5 zu entnehmen ist, bildet der Träger 25 ein kassettenartiges Aufnahmebauteil für den Kraftspeicher 10, der, wie aus Figur 4 zu entnehmen ist, bei dem dargestellten Ausführungsbeispiel aus drei ineinandergeschachtelten bzw. -geschobenen Schraubendruckfedern 10a, 10b und 10c besteht. Bei dem dargestellten Ausführungsbeispiel haben diese drei Schraubendruckfedern die gleiche Länge. Es können jedoch auch Schraubendruckfedern unterschiedlicher Länge zum Einsatz kommen, so dass dann wenigstens eine zweistufige Kraftspeicherkenlinie gebildet werden kann. Das kassettenartige Aufnahmebauteil 25 besteht bei dem dargestellten Ausführungsbeispiel aus zwei segmentförmigen bzw. schalenartigen Bauteilen 25a, 25b, die radial innen eine laschenartige Anformung 40 aufweisen, im Bereich derer Niete 41 gesetzt sind, welche die beiden segmentförmigen Bauteile 25a, 25b fest miteinander verbinden. Dadurch wird ein käfig- bzw. ein kassettenartiges Aufnahmeteil für den Kraftspeicher 10 gebildet.

15

Wie zum Beispiel aus Figur 4 hervorgeht, sind in den Bauteilen 25a, 25b Fenster 42, 43 vorgesehen, die, in Umfangsrichtung des Drehschwingungsdämpfers betrachtet, Abstützbereiche 44, 45, 44a, 45a bilden, zwischen denen der entsprechende Kraftspeicher 10 umfangsmäßig positioniert ist. Hierfür kann es zweckmäßig sein, wenn zumindest die äußerste Feder 10a mit größtem Windungsdurchmesser an diesen Abstützbereichen 44, 45, 44a, 45a anliegt. Zweckmäßig kann es dabei sein, wenn zumindest diese äußere Schraubendruckfeder 10a mit einer zumindest geringen Vorspannung an diesen Abstützbereichen anliegt.

20

Die in dem Aufnahmebauteil 25 bzw. in den Bauteilen 25a, 25b vorgesehenen Fenster bzw. Aufnahmen 42, 43 für einen Kraftspeicher 10 sind derart ausgebildet, dass gewährleistet ist, dass lediglich die Enden 26, 27 des Kraftspeichers 10 bzw. der äußeren Schraubendruckfeder 10a in radialer Richtung von dem Aufnahmebauteil 25 abgestützt werden.

Die zwischen den Abstützbereichen 44, 44a und 45, 45a vorhandenen, radial äußeren Bereiche 46, 47 des Aufnahmebauteils 25 bzw. der dieses bildenden Bauteile 25a, 25b sind derart ausgestaltet, dass zwischen diesen und dem Kraftspeicher 10 ein Freiraum vorhanden ist, der gewährleistet, dass beim Zusammendrücken und Entspannen des Kraftspeichers 10 keine reibende Abstützung zwischen dem Kraftspeicher 10 und den gegenüberliegenden Flächen der Bereiche 46, 47, zumindest bis zu einer bestimmten Mindestdrehzahl, stattfindet. Sofern diese Mindestdrehzahl überschritten wird, kann infolge der auf den Kraftspeicher 10 einwirkenden Fliehkraft und der dadurch erzeugten Durchbiegung des Kraftspeichers 10 dennoch ein entsprechender Kontakt auftreten, der jedoch dann für die Funktion des Drehschwingungsdämpfers 1 einen störenden Effekt erzeugt. Zweckmäßig ist es, wenn diese Mindestdrehzahl zumindest 2500 U/min beträgt, vorzugsweise darüber liegt.

20

Um den vorerwähnten Reibkontakt zwischen einem Energiespeicher 10 und den diesen übergreifenden Bereichen 46, 47 zu vermeiden, sind die Fenster bzw. Aufnahmen 42, 43, ausgehend von den Beaufschlagungsbereichen 44, 45, 44a, 45a, zumindest radial nach außen hin erweitert, wie dies aus den Figuren zu entnehmen

men ist. Sofern die radial innerhalb eines Energiespeichers 10 vorhandenen Bereiche der ein Aufnahmebauteil 25 bildenden Bauteile 25a, 25b eine ausreichende Steifigkeit bzw. Festigkeit des Aufnahmebauteils 25 gewährleisten können, können die radial äußeren Bereiche 46, 47 auch derart ausgebildet werden, dass die Fenster 42, 43, zumindest partiell, radial nach außen hin offen sind. Dies bedeutet also, dass die einen Energiespeicher 10 radial außen übergreifenden Bereiche 46, 47 sich nicht über die gesamte Länge eines Kraftspeichers 10 erstrecken.



Wie insbesondere aus Figur 3 ersichtlich ist, ist das Aufnahmebauteil bzw. das Trägerteil 25 derart ausgestaltet, dass dieses zumindest an einem Ende des zugeordneten Kraftspeichers 10 einen Freiraum 48 bildet, in den, wie dies insbesondere aus Figur 2 und Figur 5 ersichtlich ist, die Beaufschlagungsbereiche 16 eintauchen können, die hier durch Arme 16 des Flansches 20 gebildet sind. Dadurch kann der Kraftspeicher 10 innerhalb des Aufnahmebauteils 25 zusammengedrückt und entspannt werden.



Um zu verhindern, dass während der Komprimierung und Entspannung eines Kraftspeichers 10 dieser gegenüber den Beaufschlagungsbereichen 16 radial nach außen gleiten kann, besitzen die Beaufschlagungsbereiche 16 eine entsprechende Ausgestaltung, die ein radiales Zurückhalten des sich an den Beaufschlagungsbereichen 16 abstützenden Kraftspeicherendes gewährleistet. Bei dem dargestellten Ausführungsbeispiel ist hierfür, wie dies aus Figur 2 und insbesondere Figur 6 zu entnehmen ist, eine sich in Umfangsrichtung erstreckende nasenförmige Anformung 49 vorgesehen. Diese Anformung 49 übergreift radial außen das

entsprechende Ende des Kraftspeichers 10 und hält dieses, entgegen der auf den Kraftspeicher 10 einwirkenden Fliehkraft, zurück. Es sind jedoch auch Ausgestaltungsformen möglich, bei denen eine entsprechend ausgestaltete Nase in den inneren Freiraum eines Kraftspeichers 10 eingreift. Dies ist insbesondere dann
5 möglich, wenn lediglich eine Schraubendruckfeder 10a zur Bildung eines Kraftspeichers 10 verwendet wird oder aber, wenn die in einer Schraubendruckfeder 10a evtl. aufgenommenen zusätzlichen Schraubendruckfedern 10b, 10c kürzer sind als die Schraubendruckfeder 10a, so dass eine entsprechend ausgestaltete Zurückhaltenase in den durch den Längenunterschied innerhalb der Feder 10a
10 gebildeten Freiraum eintauchen kann.

Bei einer Relativverdrehung zwischen den beiden Schwungradelementen 2 und 3 in Schub- oder Zugrichtung werden die Energiespeicher 7, 8 zwischen den mit diesen zusammenwirkenden Beaufschlagungsbereichen 14, 15, 16 zumindest
15 nach einem bestimmten Verdrehwinkel aus der in Figur 2 dargestellten Ruhestellung bzw. Ausgangsstellung des Drehschwingungsdämpfers 1 komprimiert. Bei dem dargestellten Ausführungsbeispiel werden die Energiespeicher 7, 8 bei Zugbetrieb an einem ihrer Enden durch die Arme 16 beaufschlagt bzw. abgestützt, wobei das andere ihrer Enden durch die Beaufschlagungsbereiche 14, 15 beansprucht wird. Zugbetrieb bedeutet, dass der Motor ein Antriebsmoment für das Kraftfahrzeug abgibt, also der Motor das Kraftfahrzeug antreibt. Bei der Ausführungsform gemäß den Figuren 1 und 2 stützt sich bei Zugbetrieb der Kraftspeicher 10 an den Beaufschlagungsbereichen 16 des Flansches 20 ab, und der Kraftspeicher 9, der sich am Trägerbauteil 25 abstützt, wird durch die Beaufschlagungsbe-
20

reiche 14, 15 der Primärschwingmasse 2 beaufschlagt und somit zwischen dem Trägerbauteil 25 und diesen Beaufschlagungsbereichen 14, 15 komprimiert.

Der erfindungsgemäße Aufbau des Drehschwingungsdämpfers 1 hat den Vorteil,
5 dass bei großen Schwingwinkeln zwischen den beiden Schwungradelementen 2, 3 die Aufnahmebauteile 25 für die Kraftspeicher 10, welche auch als Federschlitzen bezeichnet werden können, mit verhältnismäßig hoher Reibung in Reihe mit dem Hauptkraftspeicher 19 arbeitet, wodurch ein gutes Start- und/oder Lastwechselverhalten erzielt werden kann. Bei hohen Drehzahlen des Drehschwingungsdämpfers 1 und/oder bei großen zu übertragenden Drehmomenten und kleinen
10 Schwingwinkeln können lediglich die in den Aufnahmeteilen 25 aufgenommenen Kraftspeicher praktisch reibungsfrei komprimiert und entspannt werden. Dadurch kann eine gute Schwingungsisolation zwischen Motor und Getriebe erzielt werden. Derartige Schwingungen mit kleinen Schwingwinkeln sind überwiegend
15 hochfrequent.

Je nach Anwendungsfall kann es zweckmäßig sein, die Masse der Aufnahmebauteile kleinstmöglich zu halten, so dass man dann die Aufnahmebauteile 25 zum Beispiel aus Kunststoff oder einem Leichtmetall, wie zum Beispiel Aluminium, oder aus einer Kombination von Metall und Kunststoff herstellen wird. Für manche
20 Anwendungsfälle kann es jedoch auch zweckmäßig sein, wenn die Aufnahmebauteile 25 eine gewisse Masse besitzen, da dadurch eine höhere dynamische Reibung, insbesondere bei größeren Drehzahlen und großen Schwingwinkeln erzeugt werden kann.

Die in Figur 7 praktisch nur zur Hälfte dargestellte Drehschwingungsdämpfungs-
einrichtung 101 unterscheidet sich gegenüber der in den Figuren 1 und 2 darge-
stellten im Wesentlichen dadurch, dass, in Umfangsrichtung betrachtet, beidseits
5 des länglichen, einen großen Federweg aufweisenden Kraftspeichers 109, je ein
Kraftspeicheraufnahmebauteil 125, 125a vorgesehen ist. Das Aufnahmebauteil
125 trägt in ähnlicher Weise, wie dies in Zusammenhang mit dem Aufnahmebau-
teil 25 beschrieben wurde, einen Kraftspeicher 110a. Das Aufnahmebauteil 125a
kann man ebenfalls als Kraftspeicherschlitten bzw. Federschlitten bezeichnen, da
10 dieses einerseits entlang der zylindrischen bzw. ringförmigen Fläche 131a gleitbar
ist und andererseits, wie bereits erwähnt, einen Kraftspeicher trägt, der hier durch
eine Schraubendruckfeder 110a gebildet ist. Durch den Einsatz von Aufnahme-
bauteilen 125a können auch schubseitige Isolationsprobleme gelöst werden. Die
Aufnahmebauteile 125, 125a sind innerhalb des Drehschwingungsdämpfers 101
15 vorzugsweise paarweise diametral gegenüberliegend angeordnet, um Unwucht-
probleme zu vermeiden. Bei Verwendung einer größeren Anzahl von Aufnahme-
bauteilen 125 und/oder 125a sind diese über den Umfang und in Bezug auf die
Rotationsachse des Drehschwingungsdämpfers 101 betrachtet, vorzugsweise
gleichmäßig verteilt angeordnet.

20

Um zu gewährleisten, dass die einander zugeordneten Aufnahmebauteile 125
und/oder 125a in Bezug aufeinander eine definierte, winkelmäßige Position bei-
behalten (um Unwuchtprobleme zu vermeiden), kann es zweckmäßig sein, wenn
die Aufnahmebauteile 125 einerseits, und, falls vorhanden, die Aufnahmebauteile


125a andererseits, über ein Bauteil, das beispielsweise ringförmig ausgebildet sein kann, drehfest miteinander verbunden sind. Ein derartiges Bauteil kann eine gewisse radiale Elastizität aufweisen, so dass die entsprechenden Aufnahmebauteile 125 und/oder 125a unter Fliehkräfteinwirkung sich an der Fläche 131a abstützen können. Das die entsprechenden Aufnahmebauteile 125 bzw. 125a miteinander drehfest verbindende Bauteil kann beispielsweise mittels der in Zusammenhang mit den Figuren 1 bis 6 beschriebenen Nietverbindungen 41 mit den Aufnahmebauteilen 125 bzw. 125a verbunden werden.

- 10 Wie aus Figur 7 ersichtlich ist, ist das Aufnahmebauteil 125a auf seiner dem zugeordneten Ende des Kraftspeichers 109 zugewandten Seite mit in Umfangsrichtung sich erstreckenden Nasen 150, 151 versehen. Diese Nasen 150, 151 sind, in Umfangsrichtung betrachtet, keilförmig ausgebildet, so dass sie in Bezug auf das entsprechende Ende des Kraftspeichers 109 Einfädungskonturen bilden, die
- 15 gewährleisten, dass bei einer Beaufschlagung des Kraftspeichers 109 durch das Aufnahmebauteil 125a das entsprechende Ende des Kraftspeichers 109 bzw. der diesen bildenden Schraubendruckfeder 111 in radialer Richtung positioniert wird. Innerhalb der Schraubendruckfeder 111 ist eine weitere Schraubendruckfeder 111a aufgenommen, die sich hier lediglich über einen Teilbereich der länglichen
- 20 Erstreckung der äußeren Schraubendruckfeder 111 erstreckt.


Zur Begrenzung der Relativverdrehung zwischen den beiden Schwungradelementen, wie zum Beispiel 2, 3, gemäß den Figuren 1 und 2, kann wenigstens eine der Schraubendruckfedern, welche die Kraftspeicher 9, 10, 109, 110 bilden, auf Block

gehen. Das bedeutet also, dass die Windungen einer solchen Schraubendruckfeder zumindest stellenweise aneinander zur Anlage kommen und somit ein weiteres Zusammendrücken der entsprechenden Schraubendruckfeder verhindern. Zweckmäßig kann es jedoch auch sein, wenn zumindest einige der Kraftspeicher,

5 wie zum Beispiel die in Umfangsrichtung länglichen Kraftspeicher mit großem Federweg 9, 109, vor einem auf Block gehen zu schützen. Hierfür können zwischen Primär- und Sekundärschwungmasse entsprechende Begrenzungsanschlätze

 vorgesehen werden. Derartige Anschätze können beispielsweise, wie aus der linken Seite der Figur 2 ersichtlich, durch eine entsprechende Ausgestaltung des

10 ringförmigen Körperbereiches 20a des Flansches 20 gebildet werden. Wie aus der linken Seite der Figur 2 ersichtlich ist, bildet der Flanschkörper 20, in Umfangsrichtung betrachtet, eine radiale Abstufung 20b, welche eine Anschlagfläche 20c begrenzt. Bei einer Relativverdrehung zwischen den beiden Schwungradelementen 2 und 3 kommt der radial innere Bereich 40 des zugeordneten Aufnahmebauteils 25 zur Anlage an der Fläche 20c, wodurch die Relativverdrehung zwischen den beiden Schwungradelementen 2 und 3 begrenzt wird. Dadurch kann

15 ein auf Block gehen des entsprechenden Kraftspeichers 9 vermieden werden. Bei Anschlag eines Aufnahmebauteiles 25 an eine Fläche 20c wird dieses Aufnahmebauteil 25 in Umfangsrichtung verspannt zwischen dieser Fläche 20c und den

20 Beaufschlagungsbereichen 14, 15, die von der Primärschwungmasse 2 getragen werden.

Bei der in Figur 7 dargestellten Ausführungsform besitzt der ringförmige Bereich 120a des Flansches 120 ebenfalls einen radialen Vorsprung 120b, der hier zwei

Anschlagflächen 120c, 120d begrenzt, die jeweils einem Aufnahmebauteil 125 bzw. 125a zugeordnet sind.

Für manche Anwendungsfälle kann es auch zweckmäßig sein, wenn entsprechende Aufnahmebauteile lediglich für den Schubbetrieb vorgesehen werden.

Eine Beanspruchung der Kraftspeicher 10, 110, 110a auf Block kann dadurch vermieden werden, dass zwischen den Aufnahmebauteilen 25, 125, 125a und den diesen entsprechend zugeordneten Beaufschlagungsbereichen 16, 116 des Flanschkörpers 20, 120 Begrenzungsanschlänge vorgesehen werden. Ein derartiger Begrenzungsanschlag kann beispielsweise durch die radial inneren Bereiche 40 eines Aufnahmebauteiles 25 gebildet werden. Aus Figur 4 ist eine durch diese Bereiche 40 gebildete Anschlagfläche 40a für einen Arm 16 des Flansches 20 ersichtlich.

15

Bei dem in Figur 8 dargestellten Ausführungsbeispiel ist der Kraftspeicherschlitten bzw. das Kraftspeicheraufnahmebauteil 225 derart ausgestaltet, dass in diesem mehrere in Reihe wirksame Kraftspeicher 210, 210a aufnehmbar sind. Bei dem dargestellten Ausführungsbeispiel werden die zwei Kraftspeicher 210, 210a durch wenigstens eine Schraubendruckfeder gebildet. Die in dem Aufnahmebauteil 225 aufgenommenen Kraftspeicher 210, 210a können die gleiche Steifigkeit aufweisen oder aber auch verschiedene Steifigkeiten besitzen, wobei die einzelnen Kraftspeicher, wie bereits in Zusammenhang mit den Figuren 1 bis 6 beschrieben, auch aus einer Mehrzahl von Schraubendruckfedern bestehen können, so dass

20

die einzelnen Kraftspeicher auch eine zumindest zweistufige Federkennlinie aufweisen können.

Bei dem dargestellten Ausführungsbeispiel gemäß Figur 8 werden die einander
5 zugekehrten Enden 226, 226a der Kraftspeicher 210, 210a über ein Rückhalte-
bauteil 252 radial abgestützt. Das Rückhaltebauteil 252 besitzt radial verlaufende
Arme 253, welche zwischen die Endbereiche 226, 226a eingreifen und sich in
Umfangsrichtung erstreckende Anformungen 250 besitzen, welche hier die End-
bereiche 226, 226a radial außen übergreifen und somit gegen Fliehkräfteinwir-
10 kung abstützen. Die Arme 253 könnten jedoch auch, wie in Figur 7 ersichtlich, ei-
ne entsprechende Nase 151 aufweisen oder aber sowohl die Nasen 250 als auch
Nasen 151 gemäß Figur 7. Das Abstützbauteil 252 besitzt einen ringförmigen Be-
reich 254, der gegenüber den die Dämpfungseinrichtung 201 bildenden anderen
Bauteilen verdrehbar ist. Dieser ringförmige Bereich 254 besitzt zumindest einen
15 weiteren Ausleger bzw. Arm 253, der bei einer Ausgestaltung gemäß Figur 8 dem
dargestellten Arm 253 diametral gegenüberliegt, da auch dem dargestellten Auf-
nahmebauteil 225 ein diametral gegenüberliegendes, entsprechendes Bauteil 225
zugeordnet ist.

20 Entsprechend ausgebildete Kraftspeicheraufnahmebauteile 225 können zur Bil-
dung eines Gesamtenergiespeichers, zum Beispiel 7, 8, gemäß Figur 1 und 2,
auch mit entsprechend den Figuren 1 bis 7 ausgestalteten Aufnahmebauteilen 25,
125, 125a kombiniert werden.

Bei der in Figur 9 dargestellten Ausführungsform eines Kraftspeicheraufnahmebauteiles 325 werden die einander zugewandten Enden 326, 326a der Kraftspeicher 310, 310a, welche hier ebenfalls durch mindestens eine Schraubendruckfeder gebildet sind, mittels eines keilförmigen Abstützschuhs 353 abgestützt. Bei dem dargestellten Ausführungsbeispiel stützt sich der Abstützschuh 353 an den auch die Kraftspeicher 310, 310a in Umfangsrichtung übergreifenden Bereichen 346 ab und ist entlang dieser sich in Umfangsrichtung erstreckenden Bereiche 346 verschiebbar. Gemäß einer Ausführungsvariante könnte jedoch auch das Aufnahmebauteil 325 radial nach außen hin zumindest partiell offen sein, das bedeutet also, dass die Bereiche 346 zumindest über den möglichen, umfangsmäßigen Verschiebeweg des Zwischenstückes 353 gegenüber dem Aufnahmebauteil 325 nicht vorhanden sind. Bei einer derartigen Ausgestaltungsform kann sich dann der Abstützschuh 353 an einer der Fläche 131a, gemäß Figur 7, entsprechenden Fläche unmittelbar abstützen. Wie aus Figur 9 ersichtlich ist, besitzt der Abstützschuh 353 wiederum entsprechende Anformungen, die hier ähnlich ausgebildet sind wie die Nasen 250 gemäß Figur 8 und zur radialen Abstützung der Kraftspeicherendbereiche 326, 326a dienen.

Die Kraftspeicheraufnahmebauteile 225, 325 können bezüglich des grundsätzlichen Aufbaus ähnlich ausgebildet sein wie das in Zusammenhang mit den Figuren 3 bis 5 beschriebene Aufnahmebauteil 25. Sie können also ebenfalls aus zwei segmentartigen Bauteilen zusammengesetzt sein, wobei diese Bauteile dann eine in Umfangsrichtung sich erstreckende, durchgehende Aufnahme bilden, in der zumindest zwei Kraftspeicher 210, 210a bzw. 310, 310a sowie der gegebenenfalls

zwischen diesen vorhandene Abstützbereich 253 bzw. Abstützschuh 353 aufgenommen sind.

Bei dem in Figur 10 teilweise dargestellten Kraftspeicheraufnahmebauteil 425,
5 das ähnlich ausgebildet sein kann wie das gemäß Figur 9, ist zwischen den beiden Kraftspeichern 410, 410a ein Zwischenteil bzw. Abstützschuh 453 vorgesehen, welcher die gleiche Funktion wie der Abstützschuh 353 gemäß Figur 9 aufweist. Der wesentliche Unterschied des Abstützschuhes 453 gegenüber dem Abstützschuh 353 besteht darin, dass dieser sich nicht gleitend bzw. reibend an den
10 diesen in Umfangsrichtung umgebenden Bereichen 446 des Aufnahmebauteiles 425 abstützt, sondern mittels einer Abstützlagerung 454, welche hier eine Abwälzrolle 456 umfasst entlang der Bereiche 446 oder aber, wie in Verbindung mit Figur 9 beschrieben, entlang einer entsprechenden Fläche 131a, gemäß Figur 7, bewegbar ist. Die Abstützrolle 456 kann einstückig ausgebildet sein und einen, in
15 axialer Richtung betrachtet, mittleren Bereich mit größerem Durchmesser besitzen, beidseits dessen zylinderförmige Bereiche mit kleinerem Durchmesser vorhanden sind, welche in eine entsprechend ausgebildete Vertiefung bzw. Ausnehmung des Schuhs 453 eingeklipst sind. Die Lagerung 454 kann jedoch auch einen zylinderförmigen Bolzen bzw. Stift aufweisen, der eine Nadelhülse aufnimmt
20 und mit dem Zwischenstück 453 verbunden ist, zum Beispiel mittels wenigstens einer Schnappverbindung. Die Nadelhülse kann dann auf dem Stift bzw. Bolzen rotieren und sich entlang der Bereiche 446 bzw. entlang einer Fläche 131a abwälzen.

Bei der in Figur 11 lediglich teilweise dargestellten Drehschwingungsdämpfungs-
einrichtung 501 sind die einander zugeordneten, gleichmäßig über den Umfang
der Drehschwingungsdämpfungseinrichtung 501 vorgesehenen Kraftspeicherauf-
nahmebauteile 525 über ein Bauteil 554, das hier ringartig ausgebildet ist, mitein-
5 ander verbunden. Die Aufnahmebauteile 525 werden entgegen der auf sie einwir-
kenden Fliehkraftwirkung durch das Bauteil 554 zurückgehalten. Dadurch kann
erzielt werden, dass zumindest bis zu einer bestimmten Drehzahl des antreiben-
den Motors die Aufnahmebauteile 525 nicht an der äußeren Führungsfläche 531a
für die Kraftspeicher 510, welche hier sich an dieser Fläche über Gleitschuhe 533
10 abstützen, reibend zur Anlage kommen. Dadurch ergibt sich ein Längenbereich
555 des Energiespeichers 508, der hier durch den Kraftspeicher 510 und den
Kraftspeicher 509 gebildet ist, über den eine praktisch reibungsfreie Komprimie-
rung der Kraftspeicher 509 und 510 ermöglicht wird. Wie aus Figur 11 ersichtlich
ist, ist bei dem dargestellten Ausführungsbeispiel das Ende 510a eines Kraftspei-
15 chers 510 mit dem zugeordneten Aufnahmebauteil 525, in Umfangsrichtung des
Drehschwingungsdämpfers 501 betrachtet, fest gekoppelt, zum Beispiel durch ei-
nen Formschluss. Hierfür kann zumindest eine Endwindung der den Kraftspeicher
510 bildenden Schraubendruckfeder 511 über eine Formverbindung mit dem ent-
sprechenden Aufnahmebauteil 525 gekoppelt sein.

20

Das Verbindungsbauteil 554 kann, in radialer Richtung betrachtet, praktisch derart
steif ausgebildet sein, dass zumindest annähernd bis zur Maximaldrehzahl des
antreibenden Motors die Aufnahmebauteile 525 nicht an der Abstützfläche 531a
zur Anlage kommen. Das Verbindungsbauteil 554 kann jedoch auch elastisch ver-

formbare Bereiche aufweisen, die gewährleisten, dass bei Überschreitung einer Mindestdrehzahl des Antriebsmotors die Verformung des Bauteils 554 oder von Bereichen des Bauteiles 554 eine Anlage der Aufnahmebauteile 525 an der Abstützfläche 531a ermöglicht wird, so dass bei Überschreitung dieser Drehzahl und
5 mit zunehmender Drehzahl eine größer werdende Reibungsdämpfung mittels der Aufnahmebauteile 525 erzielt werden kann. Bei dem dargestellten Ausführungsbeispiel gemäß Figur 11 sind diese elastisch verformbaren Bauteile schematisch durch im Querschnitt verringerte Bereiche 554a des Verbindungsbauteiles 554 dargestellt. Solche elastische Bereiche können jedoch auch durch entsprechende
10 Ausschnitte bzw. Einschnitte in das Verbindungsbauteil 554 gebildet werden. Derartige Einschnitte können beispielsweise meanderförmige bzw. zieharmonikaförmige Abschnitte bilden.

Die in Zusammenhang mit den Figuren 8 und 11 beschriebenen Bauteile 254 und
15 554 können beispielsweise verdrehbar gelagert sein auf einem Flanschbauteil, wie zum Beispiel dem Flanschbauteil 20 gemäß den Figuren 1 und 2. Hierfür kann der Flansch wenigstens eine, eine ringförmige Aufnahme bildende Abstufung aufweisen, auf der das Bauteil 254 oder 554 über seine Innenkontur, zumindest im Wesentlichen zentriert, geführt ist. Die radiale Positionierung eines Bauteiles
20 254 oder 554 kann jedoch auch mittels der Arme 253 oder der Aufnahmebauteile 525 erfolgen.

In Figur 12 ist eine weitere Ausführungsvariante, bei der erfindungsgemäße Aufnahmebauteile 625, 625a verwendet werden, in halber Ansicht dargestellt. Es ist

ersichtlich, dass das Aufnahmebauteil 625 über ein ringförmiges Verbindungsbauteil 654 mit einem nicht dargestellten, diametral gegenüberliegenden Aufnahmebauteil 625 drehgekoppelt ist. In ähnlicher Weise ist auch das Aufnahmebauteil 625a mit wenigstens einem weiteren entsprechenden Aufnahmebauteil 625a drehfest gekoppelt. Zumindest einige der Aufnahmebauteile 625 und/oder 625a könnten jedoch auch als eigenständiges Aufnahmebauteil innerhalb der diese axial übergreifenden Bereiche 617a verschiebbar sein, und zwar in ähnlicher Weise, wie dies in Zusammenhang mit den Figuren 1 und 2 in Verbindung mit den Aufnahmebauteilen 25 oder in Verbindung mit den Aufnahmebauteilen 125, 125a beschrieben wurde. Der Aufbau gemäß Figur 12 unterscheidet sich im Wesentlichen gegenüber den vorangegangenen Ausführungsformen dadurch, dass der zum Beispiel durch Schraubendruckfedern gebildete längliche Kraftspeicher, wie zum Beispiel 9 in Figur 1 und 2, ersetzt wurde durch eine Hystereseeinheit 656, die hier ein Rutschmoment aufweist, das kleiner ist als das nominale Drehmoment des antreibenden Motors. Das von der Hystereseeinheit 656, von der lediglich ein Teil dargestellt ist, insgesamt erzeugte Verdrehwiderstandsmoment zwischen den beiden Schwungmassenelementen, wie zum Beispiel 2, 3 gemäß Figur 1, kann in der Größenordnung von 10 bis 70 % des nominalen Drehmomentes des entsprechend zugeordneten Motors betragen. Für manche Anwendungsfälle kann dieses Verdrehwiderstandsmoment jedoch auch größer oder aber auch kleiner ausgelegt werden. Die Hystereseeinheit 656 wirkt also ähnlich wie eine Rutschkupplung, die jedoch in Bezug auf das Nominaldrehmoment des antreibenden Motors lediglich eine begrenzte Drehmomentübertragungskapazität aufweist.

Bei dem dargestellten Ausführungsbeispiel ist die Hystereseeinheit 656 durch segmentförmige Reibschuhe 657, 658 gebildet, welche im Schnitt, gemäß Figur 14, ersichtlich sind. Diese Reibschuhe 657, 658 sind in der durch die Bauteile des Schwungmassenelementes 602 begrenzten, ringartigen Aufnahme 623 aufgenommen und werden mittels Energiespeicher, die hier durch Schraubendruckfedern 659 gebildet sind, gegen die Innenwandungen der die ringartige Aufnahme 623 begrenzenden Bauteile 617, 618 verspannt. Wie aus Figur 12 ersichtlich ist, sind bei dem dargestellten Ausführungsbeispiel die Reibsegmente 657, 658 in Umfangsrichtung derart dimensioniert, dass zwischen diesen und den Abstütz- bzw. Beaufschlagungsbereichen 659, 660 der Aufnahmebauteile 625, 625a ein Verdrehwinkelspiel 661, 661a vorhanden ist. In Figur 12 sind die Segmente 657, 658 gegenüber den Aufnahmebauteilen 625, 625a in einer mittleren Winkelposition dargestellt. Während des Betriebs des Drehschwingungsdämpfers 601 können die Reibsegmente 657, 658 jedoch eine beliebige Position zwischen den Aufnahmebauteilen 625, 625a einnehmen. Diese Position ist abhängig von der Größe der auftretenden Torsionsschwingungen.

Auch bei der in Figur 12a dargestellten Ausführungsform ist wiederum eine Hystereseeinheit vorhanden, die durch zwei Hystereseeinheiten 757, 757a gebildet ist. Der grundsätzliche Aufbau und die grundsätzliche Anordnung der Hystereseeinheiten 757, 757a sind vergleichbar mit der oben beschriebenen Hystereseeinrichtung 657. Funktionell unterscheiden sich die Hystereseeinheiten 757, 757a jedoch gegenüber der Hystereseeinrichtung 657 dadurch, dass bei dem dargestellten Ausführungsbeispiel gemäß Figur 12a die die Hystereseeinte-

reinheiten bildenden Reibsegmente 658, 659, welche auch in Figur 13 erkennbar sind, unmittelbar an den Aufnahmebauteilen 725, 725a anliegen. Zwischen den in Umfangsrichtung hintereinander angeordneten Hystereseuntereinheiten 757, 757a ist ein Energiespeicher in Form einer Schraubendruckfeder 762 vorgesehen.

- 5 Die Hystereseuntereinheiten 757, 757a können zumindest annähernd das gleiche Reibmoment aufbringen. Für manche Anwendungsfälle kann es jedoch auch zweckmäßig sein, wenn die beiden Hystereseuntereinheiten unterschiedliche Reibmomente erzeugen. Je nach Anwendungsfall kann es zweckmäßig sein, wenn der Energiespeicher 662 ohne Vorspannung zwischen den beiden Hystere-
- 10 seuntereinheiten 757, 757a angeordnet ist. Für manche Anwendungsfälle kann es jedoch auch vorteilhaft sein, wenn der Energiespeicher 762 mit Vorspannung in den Drehschwingungsdämpfer 701 verbaut ist. Die Vorspannung des Energiespeichers 762 kann dabei derart bemessen sein, dass das von diesem erzeugte Rückstellmoment, zumindest über einen Abschnitt seines Kompressionsweges,
- 15 kleiner ist als das von der Hystereseinheit 657 und/oder von der Hystereseinheit 657a durch Reibung erzeugte Verdrehwiderstandsmoment. Für manche Anwendungsfälle kann es jedoch auch vorteilhaft sein, wenn die Vorspannung des Energiespeichers 762 zumindest im Wesentlichen dem Verdrehwiderstandsmoment zumindest einer der Hystereseuntereinheiten 757, 757a entspricht oder aber
- 20 auch größer ist als dieses Verdrehwiderstandsmoment. Zur Halterung des Energiespeichers 762 können die die Hystereseuntereinheiten 757, 757a bildenden Reibsegmente 658, 659 Anformungen in Form von Nasen 763 aufweisen, die in das Innere der den Energiespeicher 762 bildenden Schraubenfeder eingreifen.

Die in Figur 2a teilweise dargestellte Schraubendruckfeder 11 trägt Gleitschuhe 33a, 33b, welche in ähnlicher Weise innerhalb eines Drehschwingungsdämpfers 1 angeordnet sind, wie die Gleitschuhe 33. Bezüglich der Verwendung und Anordnung derartiger Gleitschuhe 33a, 33b sowie deren mögliche Befestigung auf den
5 Windungen einer Schraubendruckfeder 11, wird auf die DE 102 09 838 A1 verwiesen, so dass diesbezüglich eine ausführliche Beschreibung in der vorliegenden Anmeldung nicht erforderlich ist.

Die jeweils mit einer Windung der Schraubendruckfeder 11 zumindest in Umfangsrichtung fest verbundenen Gleitschuhe 33a, 33b besitzen, in Längsrichtung der Schraubendruckfeder 11 betrachtet, zumindest auf einer Seite eine sich in Längsrichtung der Schraubendruckfeder 11 erstreckende Nase bzw. einen zungenförmigen Vorsprung 34, 35. Die Nasen 34, 35 weisen aufeinander zu und können, zumindest teilweise in Längsrichtung der Feder 11 betrachtet, sich über-
15 lappen. Die aufeinanderzuweisenden Nasen 34, 35 sind an den Gleitschuhen 33a, 33b derart angeformt und besitzen eine derartige Kontur, dass sich diese bei einem Zusammendrücken der zwischen den Gleitschuhen 33a, 33b vorhandenen Federwindungen aneinander vorbeibewegen können. Die Nasen 34, 35 bewirken, dass auch unter Fliehkrafteinwirkung die radial innerhalb derselben vorhandenen
20 Federwindungen abgestützt werden, so dass die zwischen zwei benachbarten Gleitschuhen 33a, 33b vorhandenen Federbereiche sich nicht radial nach außen hin unter Fliehkrafteinwirkung verformen können. Dadurch wird verhindert, dass diese Federbereiche bzw. Windungen zwischen den äußeren Bereichen der Gleitschuhe 33a, 33b zu liegen kommen. Letzteres würde nämlich evtl. eine Zer-

störung oder aber zumindest einen erhöhten Verschleiß der Gleitschuhe 33a, 33b zur Folge haben, da die entsprechenden Federwindungen über diese Gleitschuhe wieder nach innen gedrängt werden müssten.

- 5 Wie aus Figur 2a ersichtlich ist, sind bei dem dargestellten Ausführungsbeispiel die Gleitschuhe 33a, 33b derart ausgestaltet, dass diese, in Längsrichtung der Feder 11 betrachtet, beidseits eine entsprechende Nase 34, 35 aufweisen. Die beidseits eines Gleitschuhes 33a oder 33b angeordneten Nasen 34, 35 sind in Bezug aufeinander versetzt angeordnet. Vorzugsweise sind die Gleitschuhe 33a, 33b innerhalb des Drehschwingungsdämpfers derart aufgenommen, dass sie gegenüber der Schraubendruckfeder 11 gegen Verdrehung gesichert sind.
- 10

Die in Figur 15 dargestellte Einzelheit eines Drehschwingungsdämpfers 701 zeigt einen Energiespeicher 709, der hier durch einzelne, hintereinander angeordnete Federn 710 gebildet ist. Die einander zugewandten Enden zweier aufeinander folgender Federn 710 sind über einen Rollschuh 733 radial abgestützt. Bei dem dargestellten Ausführungsbeispiel besitzt der Rollschuh 733 lediglich eine Abwälzrolle 754, er könnte jedoch auch wenigstens zwei derartige Abwälzrollen aufweisen, die in Umfangsrichtung hintereinander angeordnet sind. Über die wenigstens eine Abwälzrolle 754 stützt sich der Rollschuh 733 an einer sich in Umfangsrichtung erstreckenden Abwälzfläche 731a ab. An dieser Abwälzfläche 731a stützt sich auch der Rollschuh 733a ab, und zwar ebenfalls unter Zwischenschaltung von Abwälzrollen 754a. Der Rollschuh 733a ist zwischen dem einen Ende des Energiespeichers 709 und den dieses Ende abstützenden bzw. beaufschlagenden

15

20

den Bereichen vorgesehen, von denen hier ein Abstützbereich 716 eines Flansches 720 gezeigt ist.

Die Verwendung zweier in Umfangsrichtung hintereinander angeordneter Abwälzrollen 754a ermöglicht eine einwandfreie Abstützung des Rollschuhs 733a. Insbesondere kann durch eine derartige Ausgestaltung ein Kippen dieses Rollschuhs 733a vermieden werden.



Die in Figur 16 dargestellten Rollschuhe 833 sind in ähnlicher Weise, wie dies in Zusammenhang mit den Gleitschuhen 33, 33a und 33b beschrieben wurde, auf einzelnen Windungen einer Schraubendruckfeder 810 aufgenommen. Die Rollschuhe 833 umfassen jeweils zwei in Umfangsrichtung hintereinander angeordnete Abwälzrollen 854, 854a, die in ähnlicher Weise, wie dies in Zusammenhang mit den Rollen 454, gemäß Figur 10, beschrieben wurde, ausgebildet und mit dem eigentlichen Schuhkörper verbunden sein können. Die in Figur 16 dargestellte Anordnung von Abwälzrollen 854, 854a kann grundsätzlich bei Abstützkörpern, zum Beispiel 733 gemäß Figur 15 oder 453 gemäß Figur 10, Verwendung finden.



Die mit der Anmeldung eingereichten Patentansprüche sind Formulierungsvorschläge ohne Präjudiz für die Erzielung weitergehenden Patentschutzes. Die Anmelderin behält sich vor, noch weitere, bisher nur in der Beschreibung und/oder Zeichnungen offenbarte Merkmalskombination zu beanspruchen.

In Unteransprüchen verwendete Rückbeziehungen weisen auf die weitere Ausbildung des Gegenstandes des Hauptanspruches durch die Merkmale des jeweiligen Unteranspruches hin; sie sind nicht als ein Verzicht auf die Erzielung eines selbstständigen, gegenständlichen Schutzes für die Merkmalskombinationen der rückbezogenen Unteransprüche zu verstehen.

Da die Gegenstände der Unteransprüche im Hinblick auf den Stand der Technik am Prioritätstag eigene und unabhängige Erfindungen bilden können, behält die Anmelderin sich vor, sie zum Gegenstand unabhängiger Ansprüche oder Teilerklärungen zu machen. Sie können weiterhin auch selbstständige Erfindungen enthalten, die eine von den Gegenständen der vorhergehenden Unteransprüche unabhängige Gestaltung aufweisen.

Die Ausführungsbeispiele sind nicht als Einschränkung der Erfindung zu verstehen. Vielmehr sind im Rahmen der vorliegenden Offenbarung zahlreiche Abänderungen und Modifikationen möglich, insbesondere solche Varianten, Elemente und Kombinationen und/oder Materialien, die zum Beispiel durch Kombination oder Abwandlung von einzelnen in Verbindung mit den in der allgemeinen Beschreibung und Ausführungsformen sowie den Ansprüchen beschriebenen und in den Zeichnungen enthaltenen Merkmalen bzw. Elementen oder Verfahrensschritten für den Fachmann im Hinblick auf die Lösung der Aufgabe entnehmbar sind und durch kombinierbare Merkmale zu einem neuen Gegenstand oder zu neuen Verfahrensschritten bzw. Verfahrensschrittfolgen führen, auch soweit sie Herstell-, Prüf- und Arbeitsverfahren betreffen.

LuK Lamellen und Kupplungsbau
Beteiligungs KG
Industriestrasse 3
77815 Bühl

0804 DE

Zusammenfassung

Die Erfindung betrifft einen Drehschwingungsdämpfer mit wenigstens zwei um eine Drehachse rotierbaren Teilen, die zueinander entgegen der Wirkung wenigstens eines Energiespeichers verdrehbar sind, wobei die zueinander verdrehbaren Teile Bereiche besitzen, mittels derer der in Umfangsrichtung des Drehschwingungsdämpfers wirkende Energiespeicher komprimierbar ist, wobei der Energiespeicher wenigstens eine Feder aufweist.

1/5

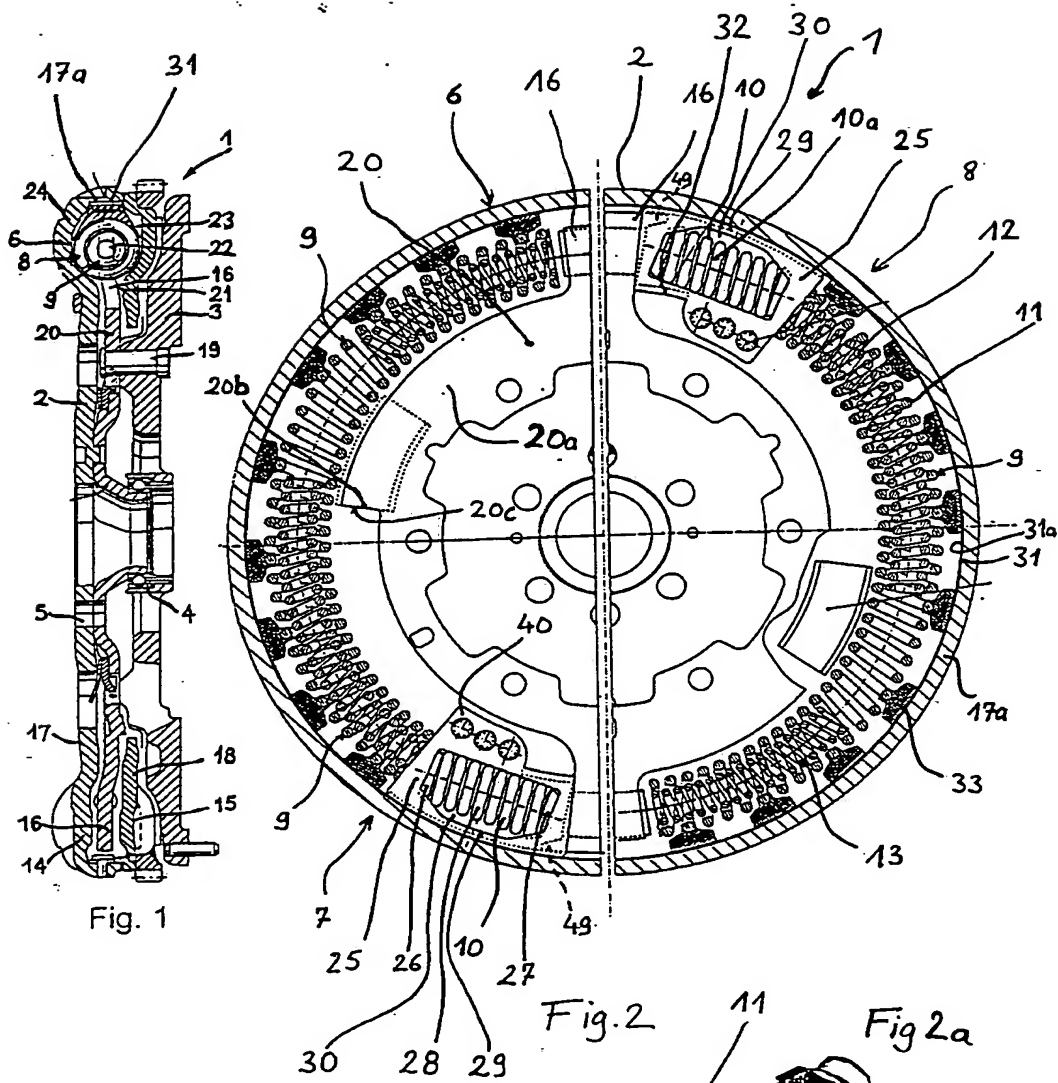
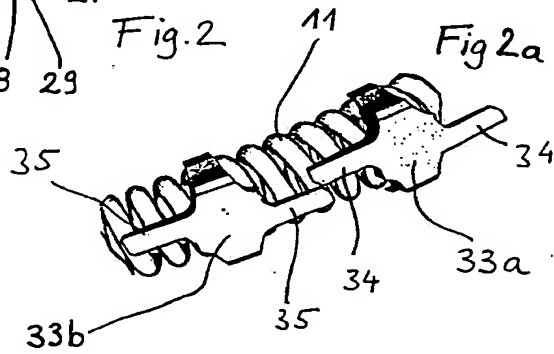


Fig. 1

Fig. 2

Fig. 2a



2/5

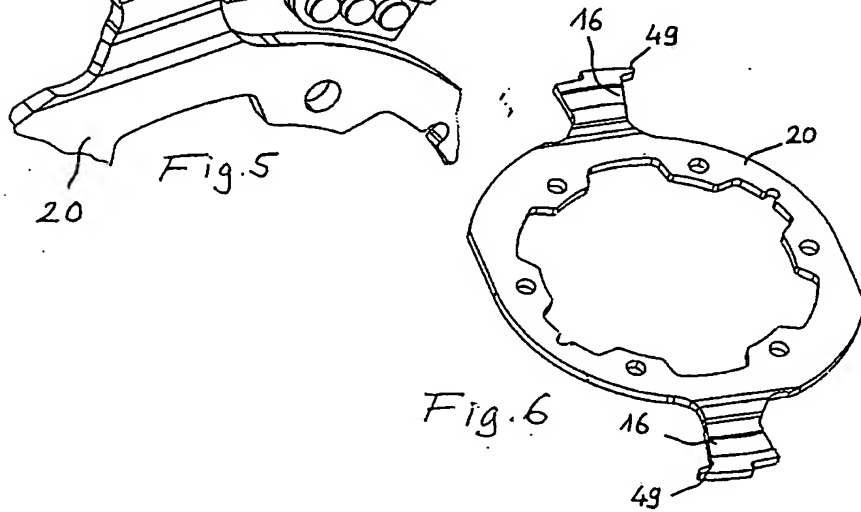
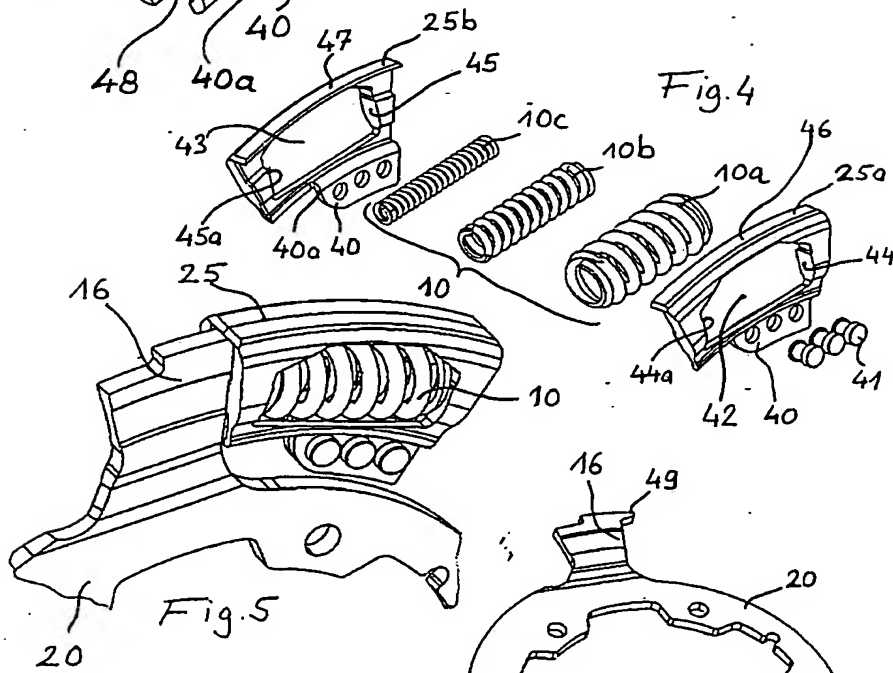
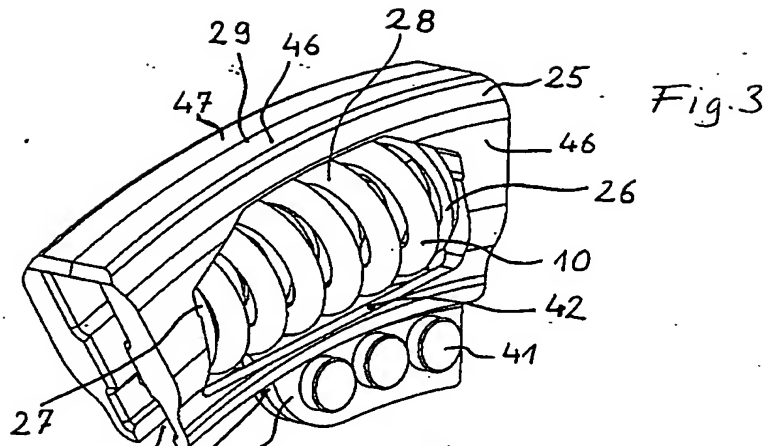


Fig. 6

